

Таблица 2. Изменение максимальной температуры топлива в зависимости от среднего удельного энерговыделения и коэффициента перекоса

q_l , Вт/см	Ровное поле	«Перекошенное поле» с коэффициентом перекоса, %					
		30		40		50	
	T_{\max} , К	T_{\max} , К	ΔT	T_{\max} , К	ΔT	T_{\max} , К	ΔT
159	1334,8	1363,8	29,0	1373,4	38,6	1382,9	48,1
250	1765,3	1808,0	42,7	1822,0	56,7	1835,9	70,6
350	2191,1	2242,9	51,8	2259,6	68,5	2276,0	84,9
450	2535,7	2588,3	52,6	2605,1	69,4	2621,6	85,9

Таблица 3. Изменение среднеобъемной температуры топлива в зависимости от среднего удельного энерговыделения и коэффициента перекоса

q_l , Вт/см	Ровное поле	«Перекошенное поле» с коэффициентом перекоса, %					
		30		40		50	
	$T_{\text{ср}}$, К	$T_{\text{ср}}$, К	ΔT	$T_{\text{ср}}$, К	ΔT	$T_{\text{ср}}$, К	ΔT
159	1082,8	1071,9	-10,9	1068,2	-14,6	1064,5	-18,3
250	1369,4	1353,0	-16,4	1347,3	-22,1	1341,6	-27,8
350	1659,6	1638,1	-21,5	1630,7	-28,9	1623,2	-36,4
450	1909,4	1885,0	-24,4	1876,5	-32,9	1867,8	-41,6

учитываться при обосновании безопасной эксплуатации реакторов РБМК в условиях продления ресурса их эксплуатации.

Систематическое завышение значения среднеобъемной температуры топлива при расчетах с

ровным профилем энерговыделения в твэле будет приводить к ошибкам при расчете нестационарных процессов по программам комплексного расчета реактора с обратными связями, как это было показано нами в работах [4, 5].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 360 с.
2. Глушков Е.С., Дёмин В.Е., Пономарёв-Степной Н.Н., Хрулёв А.А. Тепловыделение в ядерном реакторе. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 160 с.
3. Briesmeister J.F. MCNP – A General Monte Carlo Code for N-Particle Transport, Version 4A // LA-12624, Ed., Los Alamos National Laboratory, 1993.
4. Goltsev A.O., Davidenko V.D., Tsibulsky V.F., Lekomtsev A.A. Computational Problems in the Calculation of Temperature Effects for Heterogeneous Nuclear Reactor Unit Cells // Annals of Nuclear Energy. – 2000. – V. 27. – № 2. – P. 175–183.
5. Goltsev A.O., Davidenko V.D., Tsibulsky V.F., Lekomtsev A.A. The influence of a non-uniform radial temperature distribution in the fuel on the results of calculation of transients // Annals of Nuclear Energy. – 2003. – V. 30. – № 11. – P. 1135–1153.

Поступила 23.03.2009 г.

УДК 669.536.422

ТЕМПЕРАТУРНОЕ ПОЛЕ ТЕПЛОВЫЙ ТРУБЫ В УСЛОВИЯХ ЧАСТИЧНОГО ОСУШЕНИЯ КАПИЛЛЯРНОЙ СТРУКТУРЫ

Г.В. Кузнецов, А.А. Матвеева

Томский политехнический университет

E-mail: nasa@tpu.ru

Решена задача определения температурного поля в поперечном сечении тепловой трубы при работе ее в аварийном режиме. Установлено, что осушение половины поверхности капиллярной структуры тепловой трубы приводит к заметному росту температуры во всех характерных точках. Это изменение невелико и не приводит к неприемлемым значениям температур. Показано, что в аварийных режимах работы тепловая труба обладает свойством саморегулируемости.

Ключевые слова:

Математическое моделирование, тепловая труба, температурное поле, тепломассоперенос, аварийный режим.

Введение

Благодаря ряду уникальных свойств, тепловые трубы (ТТ) могут обеспечить эффективный отвод тепла от труднодоступных теплонапряженных элементов, уменьшить неравномерность температурного поля по конструкции аппаратуры, избежав применения более сложных и дорогостоящих способов отвода энергии, значительно сократить раз-

меры и массу систем охлаждения, улучшить их эксплуатационные характеристики [1].

Однако внедрение систем обеспечения теплового режима на базе ТТ как в радиоэлектронике, так и в космическом приборостроении осложнено в основном проблемами технической и технологической реализации таких систем [1–3]. Одной из основных проблем является работа ТТ в аварийном режиме.

Аварийные режимы могут возникать при неоптимальной ориентации ТТ в поле силы тяжести. Более вероятно возникновение таких режимов при деградации капиллярной структуры в результате длительной эксплуатации ТТ при интенсивном нагреве. Деградация верхней (как правило) или нижней частей трубы наступает при достаточно интенсивных физико-химических превращениях материала фитиля и хладагента с образованием твердых продуктов. Последние при больших сроках работы ТТ [4] накапливаются в капиллярной структуре трубы и резко снижают ее проницаемость. В результате снижается интенсивность притока массы хладагента в зону испарения. При определенной степени загрязнения побочными продуктами рабочего процесса капилляров фитиля движение жидкого хладагента из зоны конденсации в зону испарения полностью прекращается на определенной части структуры фитиля, как правило, прилегающей к поверхности нагрева от источника тепловыделения.

В данной работе в качестве примера рассмотрен вариант, когда осушена верхняя часть поверхности капиллярной структуры (аварийный режим работы ТТ при частичном осушении капиллярной структуры), рис. 1.

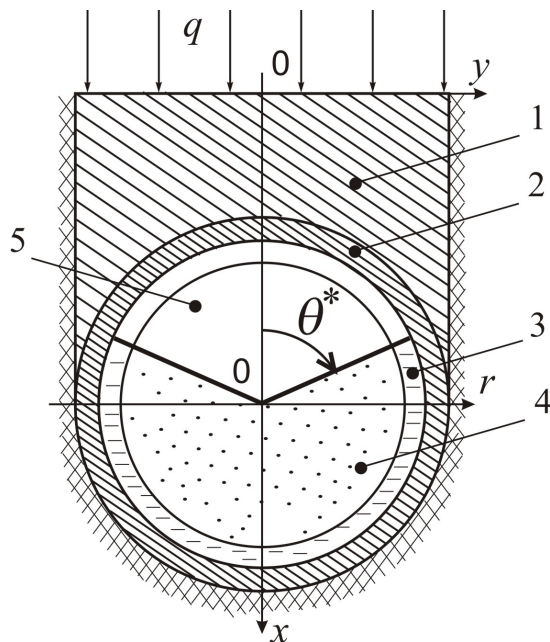


Рис. 1. Схема поперечного сечения системы «источник тепловыделения – соединительный элемент – тепловая труба» с осушенной верхней частью поверхности капиллярной структуры: 1) соединительный элемент; 2) корпус ТТ; 3) фитиль; 4) пар; 5) осушенная зона

В этом случае испарение происходит с меньшей площади фитиля, и естественным является вопрос о том, как изменится температурное поле трубы. Ответ на этот вопрос до настоящего времени не был получен в связи с отсутствием модели и соответствующей методики численного исследования изучаемого комплекса процессов.

Физическая модель

Рассматривается процесс переноса тепла в поперечном сечении ТТ, проходящем через зону испарения и соединительный элемент (рис. 2), через который тепло от источников тепловыделения, например, элементов радиоэлектронной аппаратуры, подводится к внешней поверхности трубы. При постановке задачи учитываются процессы переноса тепла по радиальной и окружной координатам в ТТ за счет теплопроводности, тепловой эффект испарения на границе раздела жидкой и паровой фаз хладагента, при этом скорость испарения зависит от угла θ .

Принималось, что часть поверхности внешнего контура трубы (I), рис. 2, соединена через элемент (II) с границей, через которую энергия от источника тепловыделения передается на тепловую трубу. Оставшаяся часть поверхности трубы считалась теплоизолированной.

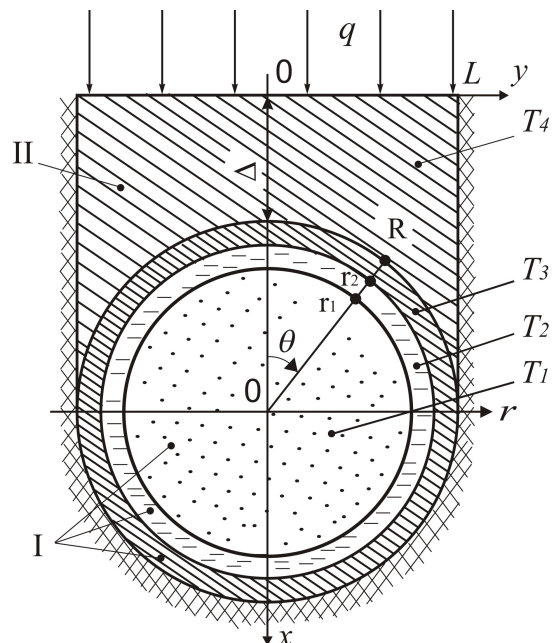


Рис. 2. Расчетная схема физической модели системы «источник тепловыделения – соединительный элемент – тепловая труба»: I) тепловая труба; II) соединительный элемент; q – подводимый тепловой поток

При постановке задачи не моделировались процессы переноса теплоты в осевом направлении по паровому каналу, фитилю и корпусу трубы. Интенсивность перетока энергии в этом направлении не зависит от распределения температур по окружной координате в любом сечении ТТ [5].

В данной работе рассматривается процесс теплопереноса в блоке «соединительный элемент – тепловая труба» в цилиндрической системе координат в сечении $z = \text{const}$, когда осушена верхняя часть поверхности капиллярной структуры. Предполагается, что продукты испарения хладагента уносятся мгновенно из зоны испарения, а давление в паровом канале не зависит от координат r и θ .

Постановка задачи

Задача сводится к решению системы уравнений (1–4), описывающих теплоперенос в тепловой трубе в цилиндрической системе координат, ось симметрии которой совпадает с осью симметрии ТТ [6]. Система уравнений включает двумерные нестационарные уравнения теплопроводности (1, 2) для жидкой и паровой фаз хладагента, а также двумерное нестационарное уравнение теплопроводности (3) для корпуса ТТ, рис. 2.

$$C_1 \rho_1 \cdot \frac{\partial T_1}{\partial \tau} = \lambda_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T_1}{\partial \theta^2} \right);$$

$$0 < r < r_1;$$

$$0 < \theta < \pi; \quad (1)$$

$$C_2 \rho_2 \cdot \frac{\partial T_2}{\partial \tau} = \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T_2}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T_2}{\partial \theta^2} \right);$$

$$r_1 < r < r_2;$$

$$0 < \theta < \pi; \quad (2)$$

$$C_3 \rho_3 \cdot \frac{\partial T_3}{\partial \tau} = \lambda_3 \left(\frac{\partial^2 T_3}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T_3}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T_3}{\partial \theta^2} \right);$$

$$r_2 < r < R;$$

$$0 < \theta < \pi. \quad (3)$$

Теплоперенос в соединительном элементе описан двумерным нестационарным уравнением теплопроводности (4) в декартовой системе координат:

$$C_4 \rho_4 \frac{\partial T_4}{\partial \tau} = \lambda_4 \left(\frac{\partial^2 T_4}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2} \right);$$

$$0 < x < \Delta + R;$$

$$0 < y < L. \quad (4)$$

Принималось что корпус трубы и соединительный элемент изготовлены из одного материала с высокой теплопроводностью (например, алюминий).

При задании начальных условий (5) считалось, что температура в начальный момент времени распределена равномерно:

$$\tau=0, T_1=T_0, T_2=T_0, T_3=T_0, T_4=T_0. \quad (5)$$

В граничных условиях (6–19) учтен теплоперенос в соединительном элементе за счет теплопроводности и учтен эффект фазового перехода (испарение) (7). При этом скорость испарения зависит от угла θ . При определенных значениях угла ($\theta < \theta^*$) $W=0$ (зона осушения). При $\theta > \theta^*$ $W \neq 0$.

$$r=0; \frac{\partial T_1}{\partial r}=0; \quad (6)$$

$$r=r_1, 0 \leq \theta \leq \pi;$$

$$-\lambda_1 \cdot \frac{\partial T_1}{\partial r} = -\lambda_2 \cdot \frac{\partial T_2}{\partial r} - Q \cdot W, T_1 = T_2; \quad (7)$$

$$r=r_2, 0 \leq \theta \leq \pi; -\lambda_2 \cdot \frac{\partial T_2}{\partial r} = -\lambda_3 \cdot \frac{\partial T_3}{\partial r}, T_2 = T_3; \quad (8)$$

$$r=R, 0 \leq \theta \leq \pi/2; -\lambda_3 \cdot \frac{\partial T_3}{\partial r} = -\lambda_4 \cdot \frac{\partial T_4}{\partial n}, T_3 = T_4; \quad (9)$$

$$r=R, \pi/2 \leq \theta \leq \pi; \frac{\partial T_3}{\partial r}=0; \quad (10)$$

$$x=0, 0 \leq y \leq L; -\lambda_4 \cdot \frac{\partial T_4}{\partial x}=q; \quad (11)$$

$$y=0, 0 \leq x \leq \Delta; \frac{\partial T_4}{\partial y}=0; \quad (12)$$

$$y=L, 0 \leq x \leq \Delta+R; \frac{\partial T_4}{\partial y}=0; \quad (13)$$

$$\theta=0, 0 \leq r \leq r_1; \frac{\partial T_1}{\partial \theta}=0; \quad (14)$$

$$\theta=0, r_1 \leq r \leq r_2; \frac{\partial T_2}{\partial \theta}=0; \quad (15)$$

$$\theta=0, r_2 \leq r \leq R; \frac{\partial T_3}{\partial \theta}=0; \quad (16)$$

$$\theta=\pi, 0 \leq r \leq r_1; \frac{\partial T_1}{\partial \theta}=0; \quad (17)$$

$$\theta=\pi, r_1 \leq r \leq r_2; \frac{\partial T_2}{\partial \theta}=0; \quad (18)$$

$$\theta=\pi, r_2 \leq r \leq R; \frac{\partial T_3}{\partial \theta}=0. \quad (19)$$

Обозначения: C – теплоемкость, Дж/(кг·К); L – длина зоны нагрева, м; n – нормаль к внешней поверхности ТТ; Q – теплота фазового перехода, Дж/кг; q – удельная плотность теплового потока, Вт/м²; R – внешний радиус тепловой трубы, м; r – радиус, м; T – температура, К; W – массовая скорость испарения, кг/(м²·с); x – координата, м; y – координата, м; Δ – расстояние от источника тепла до верхней точки корпуса ТТ на оси симметрии, м; θ – угловая координата, град; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ρ – плотность, кг/м³; τ – время, с.

Индексы: 0 – начальный; 1 – паровая фаза; 2 – зона фитиля; 3 – корпус тепловой трубы; 4 – соединительный элемент.

Массовая скорость испарения хладагента рассчитывалась по формуле:

$$W = \frac{A(P^n - P)}{\sqrt{2\pi R_0 T_{г.ф.} / M}},$$

где A – коэффициент аккомодации; P – давление, Па; R_0 – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К); M – молекулярный вес, кг/моль; индексы: г.ф. – граница фаз; н – насыщенный.

Задача рассматривалась при следующих основных допущениях:

- 1) теплофизические характеристики в зоне фитиля тепловой трубы рассчитываются как эффективные с учётом объёмных долей каждой компоненты;
- 2) приход жидкого хладагента в зону испарения равен расходу парообразного охладителя в этой зоне (процесс массообмена стационарен) и координаты границы испарения не смещаются;

- 3) теплофизические характеристики (теплопроводность, теплоемкость) не зависят от температуры;
- 4) вся внешняя поверхность области решения теплоизолирована, за исключением участка $x=0$, $0 \leq y \leq L$ (источник подвода тепла);
- 5) контакты на границах раздела фаз, на границе «корпус тепловой трубы – конденсат», а также «труба – соединительный элемент» считаются идеальными.

Задача решалась при допущении, что переход от зоны осушения в область, полностью заполненную жидким хладагентом, осуществляется скачком. В реальных условиях реализуется режим весьма близкий к принятому при постановке задачи. Но, как показал численный анализ, это допущение не является принципиальным.

Принятые допущения не накладывают существенных ограничений на общность постановки задачи, и отражают достаточно реальный режим работы тепловой трубы.

Метод решения

Задача решена методом конечных разностей. Дифференциальные уравнения в частных производных представляли в виде разностных двумерных уравнений [7]. Переход на новый временной слой реализовывался с помощью двух «дробных шагов» по схеме расщепления [7]. На первом дробном шаге в соединительном элементе рассчитывается перенос тепла по координате x , а на втором дробном шаге – по координате y с использованием одномерных разностных уравнений (аналогично по координатам r и θ).

Систему одномерных разностных уравнений решали с помощью метода прогонки по неявной четырехточечной разностной схеме [7].

Давление насыщенных паров определяли методом Риделя-Планка-Миллера [8].

Для соединительного элемента использовалась прямоугольная разностная сетка. Для ТТ, представляющей собой трехслойный цилиндр, использовалась сферическая разностная сетка. На границах между областями проводилось сопряжение прямоугольной и сферической сеток. Особенность решаемой задачи состоит в наличии локально-сосредоточенных источников теплопоглощения высокой интенсивности в малой по толщине области, соответствующей зоне испарения хладагента. Физически процесс испарения моделируется только в одной точке разностной сетки по r , соответствующей достижению условий испарения. Поэтому при выборе сеточных параметров особое внимание уделялось контролю условий сходимости итерационного процесса. Шаги по временной и пространственным координатам выбирались из условий сходимости итераций.

При проведении численных расчетов использовались теплофизические характеристики для корпуса

ТТ и соединительного элемента из сплава алюминия с использованием рабочей жидкости NH_3 (для жидкой и паровой фаз) [8]. Подводимый тепловой поток $q=1000 \text{ Вт/м}^2$. Материал корпуса трубы и фитиля – Al. $T_0=293 \text{ К}$. Размеры тепловой трубы: $d_n=12 \text{ мм}$, $\delta_\phi=1 \text{ мм}$, $\delta_k=1 \text{ мм}$ (d_n – наружный диаметр ТТ, δ_ϕ – толщина фитиля, δ_k – толщина корпуса ТТ).

Результаты и обсуждение

Анализ проводился в достаточно широком диапазоне изменения размеров зоны осушения капиллярной структуры (до $\theta^*=\pi/2$). В табл. 1–4 приведены значения температур в характерных сечениях по угловой и радиальной координатам для $\theta^*=0$ и $\theta^*=\pi/2$.

Таблица 1. Распределение температур по угловой координате при $r=R$, $r=r_2$, $r=r_1$ ($\theta^*=0^\circ$)

θ , град	0	30	60	90	120	150	180
$r=R$	301,59	301,58	301,5	301,53	301,51	301,49	301,49
$r=r_2$	301,60	301,58	301,56	301,53	301,50	301,49	301,48
$r=r_1$	301,59	301,58	301,55	301,52	301,50	301,49	301,48

Таблица 2. Распределение температур по угловой координате при $r=R$, $r=r_2$, $r=r_1$, с учетом частичного осушения ($\theta^*=90^\circ$)

θ , град	0	30	60	90	120	150	180
$r=R$	306,91	306,90	306,86	306,82	306,79	306,77	306,76
$r=r_2$	306,93	306,90	306,86	306,82	306,78	306,76	306,76
$r=r_1$	306,91	306,89	306,86	306,82	306,78	306,76	306,75

Сравнение этих двух вариантов показывает, что осушение половины поверхности капиллярной структуры ТТ приводит к заметному росту температуры во всех характерных точках. Но это изменение является достаточно умеренным и не приводит к неприемлемым (по требованиям даже для радиоэлектронной аппаратуры) значениям температур.

Таблица 3. Распределение температур по радиусу тепловой трубы при $\theta=0^\circ$, $\theta=90^\circ$, $\theta=180^\circ$ ($\theta^*=0^\circ$)

$r \cdot 10^{-3}$, м	0	1	2	3	4	5	6
$\theta=0^\circ$	301,53	301,54	301,54	301,56	301,58	301,59	301,59
$\theta=90^\circ$	301,53	301,53	301,53	301,53	301,53	301,53	301,53
$\theta=180^\circ$	301,53	301,52	301,52	301,50	301,49	301,49	301,49

Таблица 4. Распределение температур по радиусу тепловой трубы при $\theta=0^\circ$, $\theta=90^\circ$, $\theta=180^\circ$ с учетом частичного осушения ($\theta^*=90^\circ$)

$r \cdot 10^{-3}$, м	0	1	2	3	4	5	6
$\theta=0^\circ$	306,82	306,84	306,86	306,89	306,91	306,93	306,91
$\theta=90^\circ$	306,82	306,82	306,82	306,82	306,82	306,82	306,82
$\theta=180^\circ$	306,82	306,81	306,78	306,77	306,75	306,75	306,76

Полученный результат является достаточно неожиданным. Был проведен специальный анализ параметров, характеризующих исследуемую сово-

купность взаимосвязанных процессов, протекающих в тепловой трубе и её малой окрестности.

Проведено сравнение скоростей испарения хладагента в условиях осушения части поверхности и отсутствия осушения. Было установлено, что при осушении определенного участка температура поверхности неосушенной части капиллярной структуры повышается. Соответственно повышается и скорость испарения. Т. е. оставшаяся работоспособной часть фитиля принимает на себя нагрузку вышедшей из строя зоны. Процесс поглощения тепла за счет испарения становится саморегулируемым в капиллярной структуре. При высокой теплопроводности корпуса трубы и фитиля тепло из осушенной части ТТ быстро передается в неосушенную (в данном случае нижнюю) часть и рост температуры приводит к компенсационной интенсификации испарения хладагента в неосушенной части трубы. Если капиллярная структура обеспечивает подвод массы хладагента в количестве, необходимом для устойчивой работы ТТ, то тепловой режим блока «источник тепловыделения – тепловая труба» изменится незначительно по сравнению с режимом полностью заполненного хладагентом фитиля.

Можно сделать вывод, что даже в аварийных режимах работы при частично осушенной капиллярной структуре тепловая труба обладает свойством саморегулируемости, которое позволяет в таких ситуациях сохранять в некоторых допустимых пределах значения температур в любой части блока. Необходимым условием свойства саморегулируемости ТТ является высокая пропускная способность (или производительность) фитиля, от которого в этом случае зависит баланс массы в зоне испарения.

Исследования предельных значений площади осушения фитиля, при которой ТТ еще выполняет свою функцию, в рамках используемой модели не проводились. Причина заключается в том, что даже двукратная интенсификация массопереноса по капиллярной структуре является маловероятной. Обоснованный анализ предельных значений угла θ^* возможен только при использовании модели,

учитывающей процесс фильтрации жидкого хладагента совместно со всеми остальными процессами теплопереноса в ТТ. Такой модели ни в РФ, ни за рубежом пока нет. Поэтому можно ограничиться заключением о возможности удовлетворительной работы ТТ при частичном (в пределах 25...40 %) осушении капиллярной структуры. При этом необходимо отметить, что рассмотренные выше свойства ТТ хорошо проявляются в тепловых трубах с корпусами и капиллярными структурами из хорошо теплопроводящих материалов (медь, алюминий). При переходе на материалы с относительно низкой теплопроводностью масштабы выделенного эффекта существенно уменьшаются.

Следует отметить, что в связи с отсутствием в научно-технической литературе сведений о температурных полях в поперечных сечениях ТТ провести прямое сравнение результатов численного анализа с опытными данными невозможно (в том числе и для аварийных режимов). Поэтому оценка достоверности полученных результатов проводилась путем внутреннего тестирования.

Заключение

Анализ аварийного режима работы ТТ с частичным осушением капиллярной структуры показал, что в рассмотренном диапазоне изменения параметров тепловая труба проявляет свойство саморегулируемости – выступает как система с обратной связью. Уменьшение поверхности смоченного фитиля приводит к интенсификации процессов испарения в области, где хладагент заполняет капиллярную структуру и вследствие хорошей теплопередачи по корпусу трубы температура на его осушенной части незначительно отличается от температуры в части, заполненной жидким хладагентом.

Полученные результаты создают объективные предпосылки для существенного повышения информативности и достоверности прогностического моделирования процессов теплопереноса в системах терморегулирования на базе тепловых труб в различных отраслях промышленности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев В.А., Арефьев В.А. Тепловые трубы для охлаждения и термостатирования радиоэлектронной аппаратуры. – М.: Энергия, 1979. – 234 с.
2. Васильев Л.Л., Гиль В.В., Жариков Н.А., Зеленин В.Е., Сыворотка О.М., Уваров Е.И. Испытания тепловой трубы в космических условиях // Инженерно-физический журнал. – 1976. – Т. 31. – № 6. – С. 990–995.
3. Волохов В.А., Хрычиков Э.Е., Киселев В.И. Системы охлаждения теплонапряженных радиоэлектронных приборов. – М.: Советское радио, 1975. – 323 с.
4. Кузнецов Г.В., Колоусова А.А. Моделирование теплопереноса в тепловой трубе при неоднородном теплообмене на внешнем контуре // Промышленная теплотехника. – 2004. – № 4. – С. 23–27.
5. Кузнецов Г.В., Колоусова А.А. Температурный режим тепловой трубы при неоднородном теплообмене на ее внешнем контуре // Известия Томского политехнического университета. – 2004. – Т. 307. – № 6. – С. 98–101.
6. Kuznetsov G.V., Kolousova A.A.. Numerical modeling of the temperature field of a heat pipe with a wick made from a composite material // Journal of Engineering Thermophysics. – 2005. – V. 13. – № 1. – P. 63–73.
7. Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена. – М.: Наука, 1984. – 288 с.
8. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.

Поступила 05.10.2008 г.